

文章编号: 1006-1355(2013)03-0090-03

两种消除排气系统驻波的解决方案

邱群麟, 闵益峰, 刘 军, 李 博, 朱廉洁, 刘 湃

(泛亚汽车技术中心有限公司, 上海 201201)

摘 要: 研究目的是从理论和模拟计算两方面研究驻波的形成机理和解决措施, 其过程是应用 GT-power 软件建立某项目排气尾管噪声声学模型, 分析其排气系统尾管噪声各阶次噪声声学特征, 确定某一共同频率的波峰是由长尾管的驻波引起的, 提出两种解决方案。方案一是改变排气尾管长度, 避开激励频率, 弱化驻波波峰的效果, 降低波峰处的噪音; 方案二是设计针对此共同频率的谐振腔, 消除此频率的噪音, 从根本上解决驻波产生的噪音; 最后通过模型再次模拟分析验证, 结果表明两种方案都有明显的效果, 达到预期目的。

关键词: 声学; 驻波; GT-power; 排气系统; 尾管噪声

中图分类号: TB535; TK421*6

文献标识码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2013.03.020

Two Solutions to Eliminate Standing Waves of Exhaust Systems

QIU Qun-lin, MIN Yi-feng, LIU Jun, LI Bo,

ZHU Lian-jie, LIU Pai

(Pan Asia Technical Automotive Center Co., Ltd., Shanghai 201201, China)

Abstract : The mechanism and elimination methodology of standing waves of exhaust systems were studied. The acoustic model for analyzing the noise of exhaust tailpipe was established with GT-power software. The acoustic characteristics of the exhaust tailpipe noise of different orders were obtained. It was found that the wave peak of a common frequency was caused by the standing wave of the long tailpipe of the system. Therefore, two schemes were proposed for solving the problem. One was to change the tailpipe length so that the natural frequencies of the tailpipe can avoid from the common frequency of the excitation source, the effect of the peak of the standing wave can be weakened, and the noise at the wave peak can be reduced. The other is to design a resonator to suppress this common frequency so that the noise of this frequency can be eliminated. Results of simulation show that both schemes have obvious effects for improvement of the acoustic performance of the exhaust system.

Key words : acoustics ; standing wave ; GT-power ; exhaust system ; tail pipe noise

噪声已成为衡量汽车产品的一项质量标准, 直接影响到汽车产品在国内外竞争能力。同时客户对车辆的乘坐舒适性和车内噪声的要求越来越高。排气噪声, 特别是排气尾管噪声已是汽车的主要噪声源之一。所以, 对汽车发动机排气噪声的控制显得越来越重要^[1, 4]。

1 驻波的形成机理

1.1 驻波

从物理学上理解, 驻波就是两列振幅相同的相

干波在同一直线上沿相反方向传播时形成的叠加波, 且保持一种不变的状态; 当外界策动源频率与系统某本征频率相同时, 激起高强度的驻波, 也叫共振或谐振。

1.2 排气系统驻波频率

两端都开放的排气管驻波频率

$$f = nc/2L \quad (1)$$

($n=1, 3, 5, \dots$; c 是声速; L 是管子长度)。

一端开放一端封闭的排气管驻波频率

$$f = nc/4L \quad (2)$$

($n=1, 3, 5, \dots$; c 是声速; L 是管子长度)。

1.3 谐振腔消声频率

谐振腔消声频率公式为

收稿日期: 2012-08-27; 修改日期: 2012-10-29

作者简介: 邱群麟(1978-), 男, 湖南省涟源市人, 硕士, 目前从事进排气系统的声学分析和流体分析。

E-mail: Qunlin_qiu@patac.com.cn

$$f = (c/2\pi) \sqrt{\frac{A}{(L + 0.85d)V}} \quad (3)$$

f 为谐振腔消声频率, c 为声速, A 为颈部面积, L 为颈部长度, V 为谐振腔体积^[2, 3]。

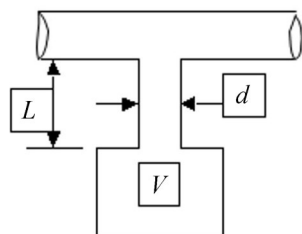


图1 谐振腔示意图

Fig. 1 The Resonator

2 GT-Power仿真分析

在GT-power建立传递损失模型, 首先需要建立消声元件的模型, 而消声元件本质上都是一些管道系统, 必须划分网格离散才能计算求解, GT-power采用一维交错网格, 将管道系统分成若干个体积, 应用有限体积法进行数值计算, 标量在网格中心计算, 如压力, 温度等, 矢量在网格的交界面计算, 如速度, 质量流量等, GT-power计算求解的过程, 本质上就是求解一维气体动力学基本控制方程, 也就是流体力学三大基本方程: 连续性方程, 动量方程和能量方程。

$$\text{连续性方程} \quad \frac{dm}{dt} = \sum m \text{ flx} \quad (4)$$

动量方程

$$\frac{d(m \text{ flx})}{dt} = \frac{dpA + \sum (m \text{ flx} \times u) - 4Cf \times \frac{pu^2}{2} \times \frac{dx}{D} - Cp \times \frac{pu^2}{2} \times A}{dx} \quad (5)$$

能量方程

$$\frac{dme}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum (m \text{ flx} \times H) - hAs(T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad (6)$$

(显示结果)

$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum (m \text{ flx} \times H) + V \frac{dp}{dt} - hAs(T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad (7)$$

(隐式求解)

上式中: $m \text{ flx}$ 是通过边界的质量流量; m 、 V 、 p 分别为单元内的质量, 体积和压力; A 为流通面积;

e 、 H 分别为内能和总焓; h 为传热系数; u 为体积单元的边界速度; Cf 为表面摩擦系数; D 为当量直径; Cp 为压力损失函数; T_{fluid} 和 T_{wall} 分别为流体温度和壁面温度^[5]。

3 某开发车型排气系统尾管噪音驻波现象及解决方案

3.1 问题定义

如图2所示, 在某四缸发动机车型的改型换代中, 我们针对其中的一个方案进行尾管噪音仿真分析, 发现其中2, 4, 6, 8主阶次存在一个共同的200 Hz频率的波峰。鉴于该排气系统长尾管, 根据开发经验, 长尾管容易产生驻波, 根据驻波频率公式, 排气尾管气体温度约200 °C, 该温度下声速为436 m/s; 尾管长度1.1 m, n 取1, $f = nc/2L = 1 \times 436 / (2 \times 1.1) = 198 \text{ Hz}$, 与模拟分析中出现200 Hz非常吻合, 从而确定了驻波现象是该波峰产生的根本原因。而且该频率对2、4、6、8主阶次对应的波峰均有很大的贡献, 属于当外界策动源频率与系统某本征频率相同时会激起高强度的驻波这种条件, 从而导致了整体噪声的几个波峰。

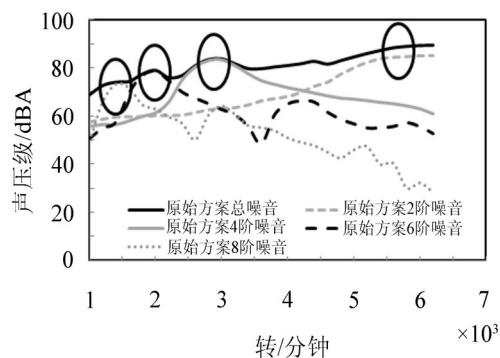


图2 排气尾管噪音分析结果

Fig. 2 Tailpipe noise analysis result

3.2 解决方案

针对该高强度驻波, 我们提出了两种解决方案。方案一的思路是通过调整排气尾管长度改变驻波频率, 避开高强度的激励频率, 从而达到弱化波峰的效果; 方案二是设计一个200 Hz的赫尔默兹谐振腔来消除这个共同的频率, 具体方法是调整谐振腔的颈部直径为50 mm, 颈部长度为30 mm, 体积1.7升, 从根本上解决出现的波峰。将两种方案重新建模和仿真计算进行对比, 如图3到图7所示是两种方案和Base方案的尾管噪声对比图, 黑实线是Base方案结果, 虚线是方案一的结果, 灰实线是方案二的结

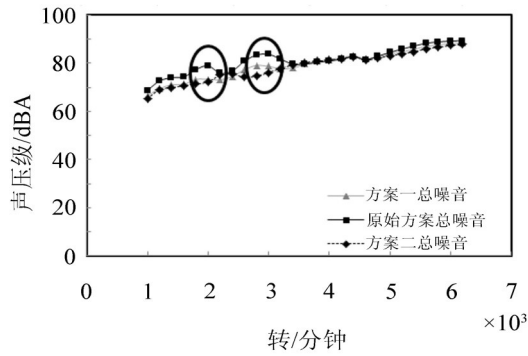


图3 三种方案总噪声对比结果

Fig. 3 Overall result of the three proposals

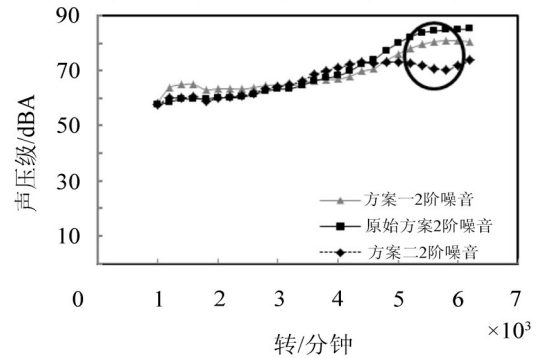


图4 三种方案第2阶噪声对比

Fig. 4 2 th result of the three proposals

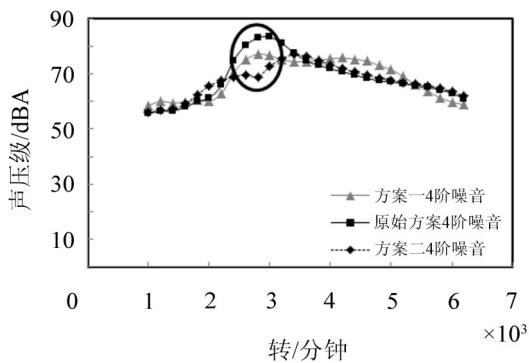


图5 三种方案第4阶噪声对比

Fig. 5 4 th result of the three proposals

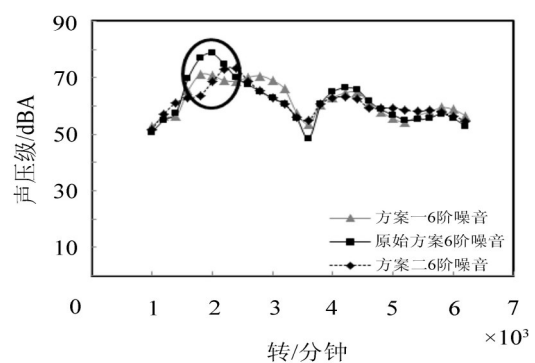


图6 三种方案第6阶噪声对比

Fig. 6 6 th result of the three proposals

果,图3是整体噪声对比图。从图上可以看出两种方案对波峰有明显降低,图4到图7是2、4、6、8阶次对比图,两种方案的对降低阶次对应点波峰效果也非常明显。相比来说,方案二比方案一更有治本的效果,峰值降低程度更大,对减少总噪声也更有效果,完美的解决了驻波问题。

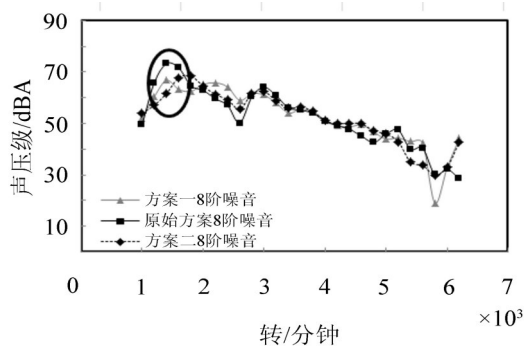


图7 三种方案第8阶噪声对比

Fig. 7 8 th result of the three proposals

4 结 语

本文采用 GT-power 软件针对排气系统开发过

程中出现的驻波现象进行了详细的分析,找到了问题产生的根本原因,同时提出了两种解决排气系统驻波的方案,并且对两种方案进行建模和模拟分析,最终分析结果表明,两种方案对解决驻波都有明显效果。相比来说,方案二谐振腔更加好一点,原因是谐振腔完全消除了 200 Hz 的驻波,而方案一只是通过改变驻波频率弱化了驻波效果。在此项目中,我们综合考虑了性能,成本,安全以及总布置,最终选取了谐振腔的方案作为以后的开发方向。

参考文献:

- [1] 刘勇强, 左承基, 黎幸荣. 发动机排气噪声测量方法的研究实验[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(1): 179-183.
- [2] 谭建伟, 葛蕴珊, 华 晔, 韩秀坤, 高力平. 基于一维/三维模型耦合仿真的汽车进气谐振腔设计[J]. 汽车工程, 2007, 29(10): 859-864.
- [3] 杨黔清, 鄂加强, 陈尹梅, 蒋玉秀. 汽油机排气系统消声器设计[J]. 小型内燃机与摩托车, 2009, 38(5): 20-24.
- [4] 杜 虹, 李 力, 罗建敏. 消音器降噪与发动机噪声的分析与研究[J]. 机械设计与制造, 2009, (8): 94-95.
- [5] 赵 骞, 徐林玉, 郝志勇. 汽油机噪声源识别及噪声控制研究[J]. 内燃机工程, 2004, 25(5): 42-45.